

## プラスチックねじ締結体のエネルギー吸収能に関する一考察

その他（別言語等） のタイトル	A Study on Energy Absorption of the Joint with Plastics Screw
著者	齋當 建一，星野 悟
雑誌名	室蘭工業大学研究報告．理工編
巻	38
ページ	143-152
発行年	1988-11-10
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/762">http://hdl.handle.net/10258/762</a>

# プラスチックねじ締結体のエネルギー吸収能に関する一考察

齊 当 建 一・星 野 悟

## A Study on Energy Absorption of the Joint with Plastics Screw

Ken-ichi SAITO and Satoru HOSHINO

### Abstract

For example, when the bolted Joint in pipe arrangement is subjected to water hammer, its energy is essentially prescribed and the force acted on the bolt is consequently determined, depending on the condition of the joint. This means that the joints with different allowable energy could be designed even if generated external forces are equal.

In this paper, the initial tightening forces (named, "Optimum initial tightencng force  $F_{opt}$ ") under which the allowable energy in the joint have maximum value are derived for two different types of bolted joint and compared with the experimental results.

As the result, obtained conclusions are summarized as follows:

- (1) In the range of low residual pressure on the bearing surfaces, the bolted joint with O-ring (Type2) can absorb more energy than the joint with thin clamped cylinder (Type1).
- (2) In the range that required residual pressure exceeds a certain value, Type1 is superior to Type2 in energy absorption.
- (3) Optimum initial tightening force  $F_{opt}$  could be predicted fairly well by use of simple calculation method proposed in this article.

### 1. 緒 言

ねじ締結体の強度設計においては、一般に、作用する外力が規定される場合が多く、そのような場合には、外力によって、ねじ締結体になされた仕事量、すなわちエネルギーは問題の対象外になっている。しかし、一例として配管系にウォーターハンマのようなある限定された衝撃エネルギーが作用する場合、フランジ継手のボルトに作用する荷重は、ボルトおよび被締結体の剛性などその締結体の条件に依存する。言い換えれば、たとえボルトに発生する外力が同一であっても許容エネルギーの異なる締結体を設計することができる。また、ねじ締結部は構造体の中でも変形しやすい部分なので振動や衝撃を積極的に吸収する機能を考えるならば、エネルギー的な検討が重要である。

そのような見地に立てば、プラスチックねじは変形能が大きいことから、エネルギー吸収の大きいねじ締結体を設計し得る。そこで本研究では、プラスチックねじを用いた締結体に外力が作用

するときに許容し得るエネルギーに注目し、このエネルギーが最大となるような初期締付け力（以下、最適締付け力と呼ぶ）について検討する。

以下では、第一にねじ締結体の接合面の分離を基準にした場合の最適締付け力を明らかにし、第二に、接合面の面圧保持を考慮した場合の最適締付け力について検討する。最後に試験法に関わる問題として、試験機に固有のエネルギー損失について考察を行っている。

## 2. 接合面の分離を基準にした場合の最適締付け力

ここでは、吸収エネルギーを大きくするための方法として、被締結体がプラスチック製薄肉円筒と O リングの 2 種類のねじ締結体を対象にして、接合面の分離を基準にした場合の許容エネルギーおよび最適締付け力について両者の特性を比較する。

### 2.1 作用するエネルギーと最適締付け力

図 1 と図 2 は、本実験に用いた 2 つのタイプのねじ締結体を示す。ボルトはいずれもポリカーボネート（PC）製で呼び径 M12、締付け長さ  $L_f=50\text{mm}$  とした。被締結体は、図 1 では PC 製の薄肉円筒と鋼製のクロスヘッドで構成し（Type 1）、図 2 では鋼製の円筒と O リング付きのクロスヘッドからなる（Type 2）。O リングのつぶししろは、JIS<sup>1)</sup>で推奨される範囲の最大値（30%）とする。

エネルギーはクロスヘッドを介して締結体に伝達される。

締結体に一定のエネルギーを付与するため、図 3 に示す振子式の試験機<sup>2)</sup>を設計、試作した。本試験機的主要仕様を表 1 に示す。衝撃荷重の負荷方式はシャルピ式衝撃試験と同様にハンマの回転によって位置エネルギーを運動エネルギーに変換するもので、設計にあたっては、荷重の方向が本研究と同じであることから、プラスチック薄板の引張り衝撃試験として規定されている ANSI/ASTM<sup>3)</sup>を参考にしており、得られる最大の衝撃速度も同規格とほぼ同じになるようにした。

この試験機のハンドル④によってハンマ③の持ち上げ角度  $\alpha$  を設定した

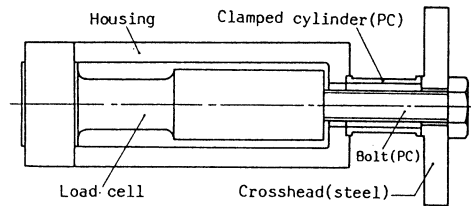


Fig. 1 Type1 (Joint with PC cylinder)

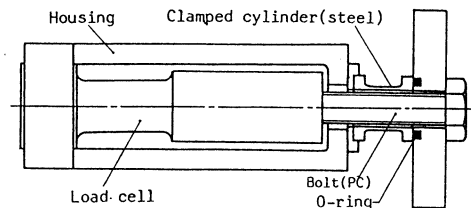


Fig. 2 Type2 (Joint with O-ring)

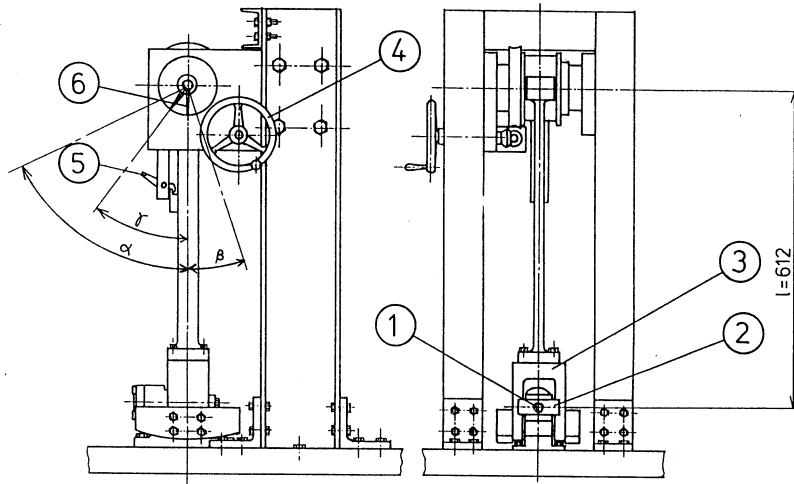


Fig. 3 Schematic diagram of tensile impact testing machine

Table 1 Specification of testing machine

Capacity of impact energy	WL=74.8 J(at $\alpha = 90^\circ$ )
Distance from the axis of support to the point of impact	l=612 mm
Linear velocity of the point of impact	V=3.7 m/s(at $\alpha = 90^\circ$ )
Scale reading	$\alpha = 0 \sim 90^\circ$

後、フック⑤を外してハンマを回転させる。このとき、ハンマは $\alpha = 0^\circ$ の位置において、試験機に固定したねじ締結体のクロスヘッドを打撃する。その結果、ボルトには引張り荷重が作用する。初期締付け力  $F_0$  とエネルギーによるボルトの追加軸力は、ロードセルによって検出する。

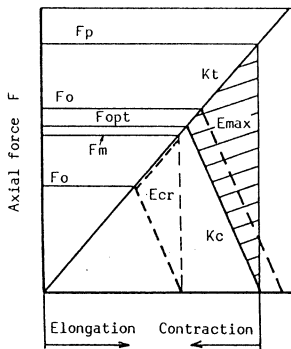


Fig. 4 Joint diagram for Type1

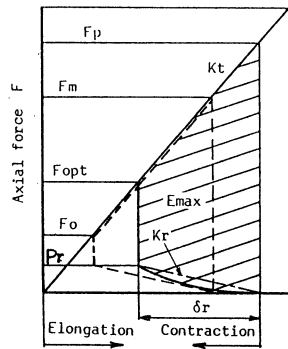


Fig. 5 Joint diagram for Type2

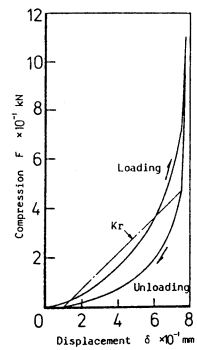


Fig. 6 Characteristic of O-ring

図4には、Type 1 の締付け線図を示す。ここで、ねじ締結体の接合面の分離限界に相当するエネルギー  $E_{cr}$  は、初期締付け力の関数として次式で表される。

$$E_{cr} = \frac{F_o^2}{2K_c} \left(1 + \frac{K_t}{K_c}\right) \quad (1)$$

ここで、 $K_t$  と  $K_c$  はそれぞれボルトの引張ばね定数と圧縮ばね定数を表す。また、この  $E_{cr}$  によってボルトに発生する最大軸力  $F_m$  は次式となる。

$$F_m = F_o \left(1 + \frac{K_t}{K_c}\right) \quad (2)$$

しかし、 $F_o$  が増加して  $F_m$  がボルトの耐力  $F_p$  に達した後の限界エネルギーは、ボルトの耐力による制約によって次式となる。

$$E_{cr} = \frac{K_t + K_c}{2K_t^2} (F_p - F_o)^2 \quad (3)$$

以上の結果を図7に示す。同図より、 $F_o = F_{opt1}$  において最大のエネルギー  $E_{max1}$  となる。

すなわち、最適締付け力  $F_{opt1}$  で締付けると、許容し得るエネルギーは最大となり、このときのボルト軸力はちょうど耐力に等しくなる。なお、 $F_{opt1}$  では許容される外力も最大となる。

図5は、Type 2 の場合の締付け線図を示す。ここでは、鋼製の被締付け円筒を剛体に近似する。 $F_{cr}$  と  $F_o$  の関係は、 $F_o$  がOリングのつぶししろを圧縮するに要する力  $P_r$  と  $F_{opt2}$  によって区分される3つの範囲によって異なるので、ここでは最適締付け力に関する範囲 ( $P_r < F_o < F_{opt2}$ ) の  $E_{cr}$  と  $F_m$  のみを示す。

$$E_{cr} = \frac{1}{2} \delta r \{2F_o + (K_t - K_r) \delta r\} \quad (4)$$

$$F_m = K_t \delta r + F_o \quad (5)$$

ここで、 $K_r$ 、 $\delta r$  はそれぞれOリングの圧縮ばね定数とつぶししろを表す。また、 $K_r$  は図6に示すように、Oリングの圧縮荷重-変位線図から求める。すなわち、ねじ締結体のエネルギー

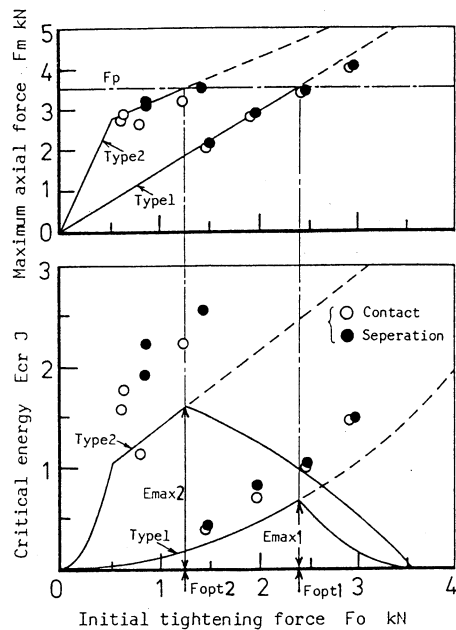


Fig. 7 Comparison of  $F_{opt}$  and  $E_{cr}$  between two types of joint

ギの吸収は、Oリングの圧縮力が除荷される過程で行われるので、同図の除荷側の曲線を用いてこれを直線で近似する。得られた計算結果を図7に示す。

## 2.2 実験による検討

ここでは、上述の計算値に対応して、接合面の分離を基準としたときの  $E_{cr}$  を実験により求め、これを計算結果と比較する。

Type 1 の場合は被締結円筒の両端の接合面にアルミ箔を貼り両者の間は導通状態にしておく。したがって、締付けて接合面が接触しているときは、ハウジングとクロスヘッドの間は導通しているが、外力が作用して少なくともどちらか一方の接合面が分離すれば、絶縁状態となり分離が判定される。

Type 2 の場合は、このような方法を使えないので、外力によるボルト頭部の伸びを非接触型変位測定器によって検出し、この伸びがOリングのつぶししろに達した場合を接合面の分離と判定する。

以上の方法によって求めた各初期締付け力における分離限界エネルギー  $E_{cr}$  と最大軸力  $F_m$  を図7に示す。両タイプとも、実験で得られた  $E_{cr}$  は計算値より大きい。これは実験で設定したエネルギーの一部が試験機本体の振動による損失となること、また Type 2 については、 $K_r$  を直線近似したことによる過小評価が考えられる。しかし、 $F_{opt}$  に関しては計算値と良く一致している。この結果より、Type 2 は Type 1 に比べて大きなエネルギーを吸収することが可能であり、またプラスチック製の薄肉円筒を圧縮した場合のように挫屈を考慮する必要がないなどの点で有利といえる。さらに、最適締付け力からのずれに対し  $E_{max}$  からの減少率が小さいという利点がある。しかし、Type 2 ではボルトに追加される軸力が大きいので、衝撃エネルギーが繰返し作用する場合には、ボルトの疲労強度の点からの特性把握やOリングのつぶししろの調整によってボルトに作用する応力振幅をある限度に抑える必要がある。

## 3. 接合面の面圧保持を考慮した場合の最適締付け力

ねじ締結体の設計条件を接合面の面圧という点からみると、先に述べた接合面分離を設計の限界として十分な場合ばかりではなく、たとえ衝撃エネルギーが作用しても接合面にはある一定の残留圧縮力を確保しなければならない締結体も多い。

図8は、残留圧縮力  $F_r$  を確保することによる許容エネルギーの減少を定性的に示す。すなわち、 $F_r$  を確保することによって、Type 1 では  $E_{max}$  ( $\triangle ABC$ ) から、Type 2 では  $E_{max}$  ( $\square ABCD$ ) からそれぞれハッチングで示す面積に減少する。図9にはこれら2つの締結タイプについて、 $F_r$  による  $E_{cr}$  の変化を示す。同図から、Type 2 の  $E_{cr}$  は  $F_r$  と共に急激に減少し、 $F_r$  が  $0.4\text{kN}$  を越えると許容エネルギーは逆転する。

したがって、残留圧縮力  $F_r$  をある一定値以上（この例では  $0.4\text{kN}$  以上）必要とするねじ締結

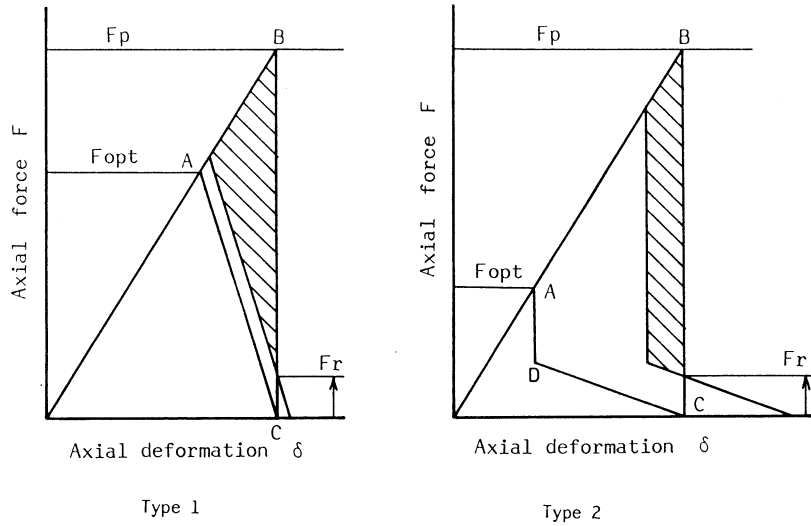


Fig. 8 The decrease in critical energy  $E_{cr}$  by residual compression  $F_r$

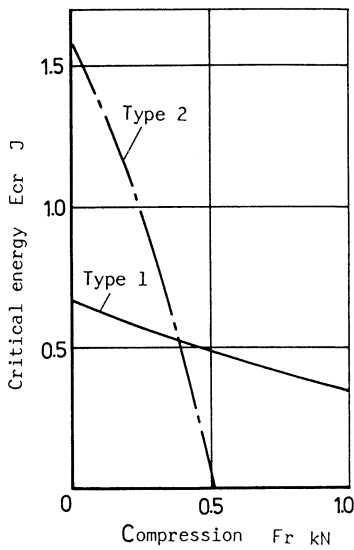


Fig. 9 Relation between  $F_r$  and  $E_{cr}$

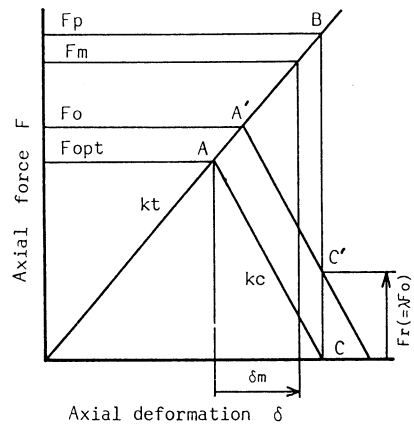


Fig. 10 Joint diagram

体では、Type 1 の方が有利となる。そこで、以下では Type 1 の形式の締結体に注目して、被締結体のばね定数と接合面の残留圧縮力を考慮した場合の、最適締め付け力とそのときの最大吸収エネルギーを明らかにする。

### 3.1 作用するエネルギーと最適締付け力

図10にねじ締結体の締付け線図を示す。ここでねじ締結体の接合面の分離限界（同図の点C）を基準にした場合の最適締付け力は  $F_{opt}$  で示され、このときに締結体は接合面分離までのエネルギー（ $\triangle ABC$ ）が最大値  $E_{max}$  となる。しかし、締結体に衝撃エネルギーが作用しても接合面にある一定の圧縮力  $F_r (= \lambda F_0)$  を残した状態で最大の吸収エネルギーを許容するためには、初期締付け力を同図の  $F_0$  にすることが必要で、結果として吸収エネルギーは  $\triangle A'BC'$  となり、 $F_{opt}$  で締付けた場合に比べて減少する。これらの関係は次式となる。

$$F_0 = \frac{F_p}{1 + (K_t/K_c)(1 - \lambda)} \quad (6)$$

$$E_{cr} = \frac{(1 - \lambda)^2 (K_t + K_c) F_p^2}{2 \{K_c + K_t(1 - \lambda)\}^2} \quad (7)$$

ここで、 $\lambda$  は初期締付け力の残留率、 $F_p$  はボルトの耐力に相当する軸力、 $K_t$  と  $K_c$  はそれぞれボルトと被締結体のばね定数を表す。

なお、式(6)と(7)で  $\lambda = 0$  の場合が、接合面の分離を基準にした最適締付け力  $F_{opt}$  と最大の吸収エネルギー  $E_{max}$  を表す。

### 3.2 ねじ締結体と実験方法

実験に使用するねじ締結体は図11に示すもので、 $F_{opt}$  と  $E_{max}$  に及ぼす  $K_c$  の影響を調べるため、 $K_c$  の異なる3種類とする。ここで、 $K_c$  はワイヤカット放電加工によって製作されたループ

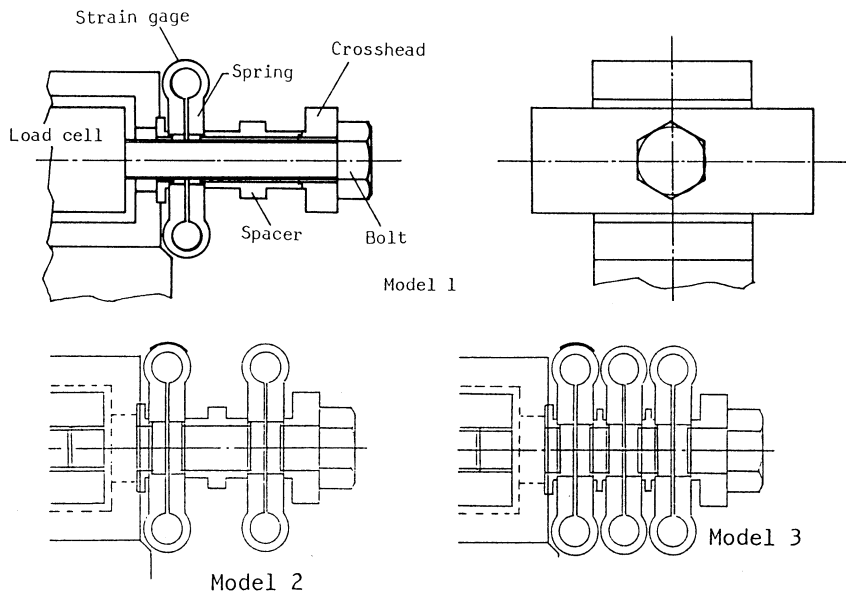


Fig. 11 Three models of bolted joint



型の板ばねの個数によって変化させる。同図の Model 1 は、板ばね 1 個の場合で、このときのばね定数はプラスチック平板を締付けた場合のばね定数にほぼ等しく、この板ばねにひずみケージを貼って残留圧縮力の変動を測定する。また、板ばねが 2 個と 3 個の場合 (Model 2 と Model 3) のばね定数は、Model 1 の場合の約  $1/2$  と  $1/3$  となり、Model 3 は先に述べた Type 1 のばね定数にほぼ一致する。また、ボルトは M12 のポリカーボネート製で、締付け長さ  $L_f=60\text{mm}$  で一定とした。実験は、2.1 で述べた方法と同様に振子式の試験機を用いる。

### 3.3 正味エネルギーの推定

図12には、一定のエネルギーが作用したときの、ボルト軸力と板ばねの荷重変化を示す。同図(a)は板ばねの圧縮力  $Fr$  が残留している場合で、同図(b)は設定エネルギーが大きいため、接合面が分

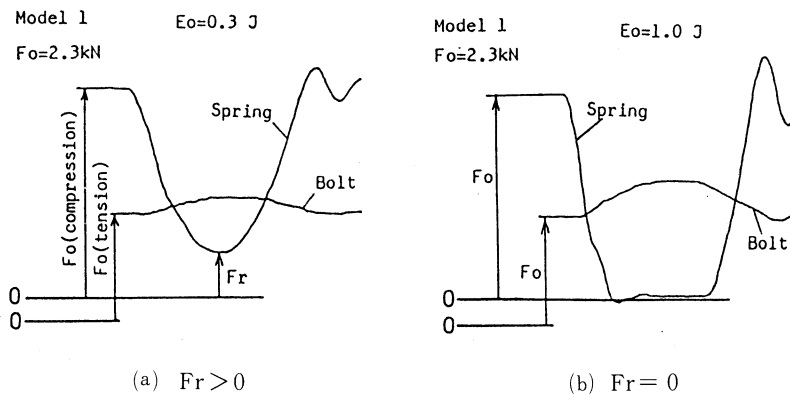


Fig. 12 Examples of experiment

離した場合 ( $F_r = 0$ ) を示す。図13は、3つの締結体について初期締付け力を一定にしてエネルギーレベルを変えた試験を行うことにより、ハンマの公称エネルギー  $E_o$  と残留率  $\lambda$  の関係を求めたものである (○印)。また同図には、式(2)で求めた結果を実線で示す。これらの比較から、実験結果のエネルギーは大きめとなる。これは、試験機から与える公称エネルギー  $E_o$  のうちかなりの部分が損失エネルギーとして散逸しているためとみられる。

そこで、実際にねじ締結体に吸収される正味エネルギー  $E_n$  を、実験で測定された量 (図10の  $F_r$ ,  $F_m$ ,  $\delta m$ ) を用いて求めると、同図の●印のようになり計算値と良く一致する。このことから、公称エネルギー  $E_o$  のうち40～60%程度は板ばねとスペーサ間の摩擦損失およびハンマがクロスヘッドを打撃する際にねじ締結体以外に消散するエネルギーと考えられる。

### 3.4 Kc による $F_{opt}$ および $E_{max}$ の

#### 変化

図14には、 $\lambda = 0$  の場合について  $K_c$  による  $E_{cr}$  の変化を示す。 $K_c$  および  $F_0$  を小さくすることにより、 $E_{cr}$  を大きくすることができ、Model 3 は Model 1 に比べて約 2 倍のエネルギーを吸収できる。

図15には、Model 3 の場合について  $\lambda$  による  $E_{cr}$  の変化を示す。 $\lambda$  を大きくとりたい場合には、 $F_{opt}$  を大きくする必要があるが、 $E_{cr}$  は  $\lambda = 0$  の場合に比べて減少している。さらに図14と15より、同じ吸収エネルギーを必要とする場合には、 $K_c$  の小さい方が  $\lambda$  を大きく確保できるので、接合面の面圧保持という点からは、 $K_c$  の小さい方が有利といえる。

## 4. 結 言

ねじ締結体の設計基準として、エネルギー吸収という点からみた場合の最適締付け力について検討した結果は以下のように要約される。

- (1) 被締結体に O リングを介在させたねじ締結体 (Type 2) は、接合面に必要な面圧が低い範囲で、大きなエネルギーを吸収することができる。
- (2) エネルギー吸収能は、残留面圧のある一定値を限界にして、Type 1 の方が有利になる。
- (3) 両タイプの最適締付け力は、ここで提案した簡易な計算方法によってかなり精度の良い予測が可能である。
- (4) ねじ締結体に入力される正味のエネルギーは、エネルギー授受の過程における損失を考慮するこ

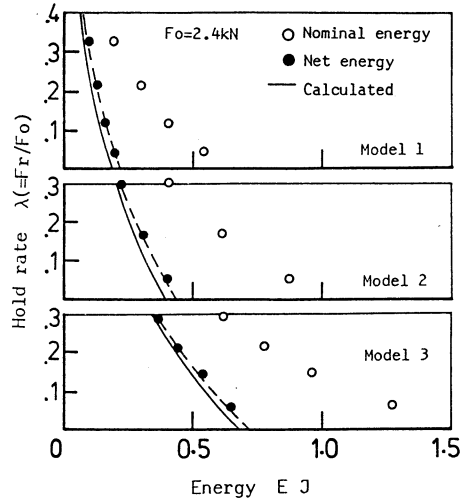


Fig. 13 Estimation of net energy

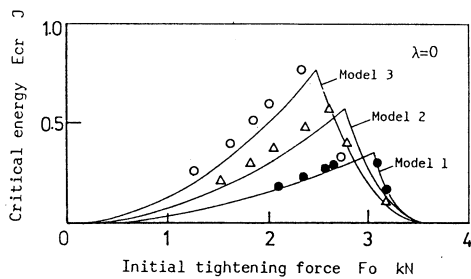


Fig. 14 Influence of joint model on the  $E_{cr}$

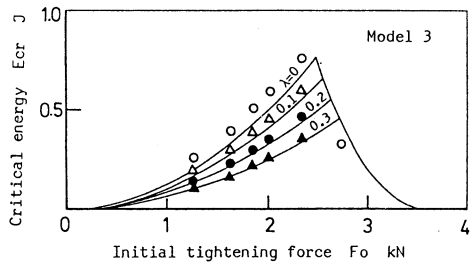


Fig. 15 Influence of hold rate  $\lambda$  on the  $E_{cr}$

とが必要であり，この問題は個々の対象に即して評価しなければならない。

## 文 献

- 1) JIS B2401-1977：O リング解説
- 2) 齊当，星野，井上：プラスチックボルトの引張衝撃試験法に関する研究，精密工学会誌，53，6(1987) 885.
- 3) ANSI/ASTM D 1822-68(1973): Standard Test Method for Tensile-Impact Energy to Break Plastics and Electrical Insulating Materials.